

Eur päisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen d s brevets



(11) EP 0 927 879 A1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
07.07.1999 Patentblatt 1999/27

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>: G01M 17/02

(21) Anmeldenummer: 98124465.0

(22) Anmeldetag: 23.12.1998

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
AL LT LV MK RO SI

(30) Priorität: 30.12.1997 DE 19758241

(71) Anmelder:  
FRAUNHOFER-GESELLSCHAFT ZUR  
FÖRDERUNG DER  
ANGEWANDTEN FORSCHUNG E.V.  
80636 München (DE)

(72) Erfinder:  
• Fischer, Gerhard, Dr.-Ing.  
64291 Darmstadt (DE)  
• Grubisic, Vatroslav, Prof. Dr.-Ing.  
64354 Reinheim (DE)

(74) Vertreter:  
Weisert, Annekäte, Dipl.-Ing. Dr.-Ing. et al  
Patentanwälte  
Kraus Weisert & Partner  
Thomas-Wimmer-Ring 15  
80539 München (DE)

(54) **Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern**

(57) Mit der Erfindung wird eine Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern, Reifen, Radnaben, Radlagern und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen zur Verfügung gestellt, umfassend

(a) eine Halterungseinrichtung zum drehbaren Befestigen eines Fahrzeugrads und zum Verschwenken desselben in unterschiedliche Sturzwinkel;

(b) eine derart um das Fahrzeugrad herum angeordnete Trommel, daß das Fahrzeugrad über einen darauf befindlichen Reifen in Rolleingriff mit der inneren Umfangsoberfläche der Trommel bringbar ist;

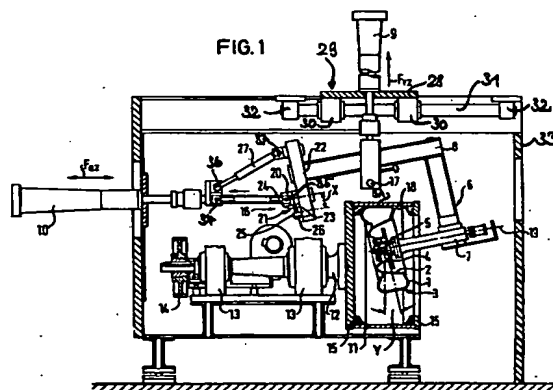
(c) eine Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung, die zum Aufbringen einer in der Vertikal- oder Radialrichtung des Fahrzeugrads wirkenden Vertikal- oder Radialkraft auf die Halterungseinrichtung mit letzterer verbunden ist;

(d) eine Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung zum Aufbringen einer in der Seiten- oder Axialrichtung des Fahrzeugrads wirkenden Seiten- oder Axialkraft, wobei die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung zum Aufbringen der Seiten- oder Axialkraft auf die Halterungseinrichtung mit letzterer verbunden ist;

(e) wenigstens einen auf der inneren Umfangsoberfläche der Trommel angeordneten Ring, der als Anlauftring benachbart dem Reifen und der Flanke des Fahrzeugrads angeordnet und auf der dem Reifen zugewandten Seite abgeschragt ist; und

(f) eine Einrichtung zum Drehen der Trommel; wobei die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung und die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung je für sich gelenkig mit der Halterungseinrichtung verbunden sind,

worin die Halterungseinrichtung außerdem derart verschieblich gelagert ist, daß das Fahrzeugrad zur selbsttätigen Sturzverstellung um den Radaufstandspunkt verschwenkbar ist.



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern, Reifen, Radnaben, Radlagern und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen, umfassend

(a) eine Halterungseinrichtung zum drehbaren Befestigen eines Fahrzeugrads und zum Verschwenken desselben in unterschiedliche Sturzwinkel;

(b) eine derart um das Fahrzeugrad herum angeordnete Trommel, daß das Fahrzeugrad über einen darauf befindlichen Reifen in Rolleingriff mit der inneren Umfangsoberfläche der Trommel bringbar ist;

(c) eine Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung, die zum Aufbringen einer in der Vertikal- oder Radialrichtung des Fahrzeugrads wirkenden Vertikal- oder Radialkraft auf die Halterungseinrichtung mit letzterer verbunden ist;

(d) eine Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung zum Aufbringen einer in der Seiten- oder Axialrichtung des Fahrzeugrads wirkenden Seiten- oder Axialkraft, wobei die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung zum Aufbringen der Seiten- oder Axialkraft auf die Halterungseinrichtung mit letzterer verbunden ist;

(e) wenigstens einen auf der inneren Umfangsoberfläche der Trommel angeordneten Ring, der als Anlauftring benachbart dem Reifen und der Flanke des Fahrzeugrads angeordnet und auf der dem Reifen zugewandten Seite abgeschrägt ist; und

(f) eine Einrichtung zum Drehen der Trommel;

(g) wobei die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung und die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung je für sich gelenkig mit der Halterungseinrichtung verbunden sind.

**[0002]** Eine Einrichtung dieser Art ist aus der europäischen Patentschrift 63 245 und der US-Patentschrift 4 475 383 bekannt.

**[0003]** Außerdem ist eine Einrichtung mit den obigen Merkmalen (a) bis (f), d.h. ohne das Merkmal (g), aus der deutschen Patentschrift DE 33 41 721 C2 bekannt.

**[0004]** In diesen vorgenannten bekannten Einrichtungen ist der Sturz eines zu prüfenden Fahrzeugrades verstellbar. Die Einstellung eines gewissen bzw. vorbestimmten Sturzes des Fahrzeugrades ist bei einer Prüfung im Lastfall der Kurvenfahrt insbesondere erforderlich wegen der

(i) Einleitung hoher Seitenkräfte,

(ii) Vermeidung des Rauslaufens des Rades aus der Trommel,

(iii) Simulation einer betriebsähnlichen Radverformung.

**[0005]** Der Sturzwinkelbereich liegt bei kleinen Pkw-Rädern bei ca. 15°, bei breiten Pkw-Rädern bei ca. 8°, bei Nutzfahrzeug-Einzelrädern bei ca. 10° und bei Zwillingsrädern bei ca. 6°.

**[0006]** Das Problem bei Versuchen in der eingangs genannten bekannten Einrichtung (Prüfstand nach der EP 0 063 245 B1 und der US 4 475 383) liegt u.a. in den kinematischen Verhältnissen der Sturzverstellung, die den für die Prüfung zu wünschenden kinematischen Verhältnissen nicht entsprechen, sowie außerdem in den großen Unterschieden der Neuentwicklung von Kraftfahrzeugreifen (Niederquerschnittsreifen mit breiten Felgen) und von Reifenbreiten, z.B.:

- bei Pkw zwischen 150 mm und 335 mm (Sportwagen) - Faktor 2

- bei Lkw mit Einzel- und Zwillingsreifen - Faktor 3-4.

**[0007]** Die automatische, kinematische Verstellung innerhalb des Prüfstandes aus den Hebelarmverhältnissen allein deckt diese großen Breitenunterschiede nicht vollständig ab. Danach wird bei einem breiteren Reifen bzw. einem Lkw-Zwillingsrad ein zu großer Sturzwinkel erzeugt, der eine höhere Beanspruchung und frühzeitigen Bruch bewirkt. Das Reifenrückstellmoment reicht nicht aus, um den Sturzwinkel zu begrenzen.

**[0008]** Bei der Prüfvorrichtung nach der oben genannten DE 33 41 721 C2 sind diese Probleme noch ausgeprägter, denn diese bekannte Prüfvorrichtung ist so ausgebildet, daß

(1) das Fahrzeugrad um eine die Radachse schneidende und senkrecht zur Radachse sowie parallel zur Radaufstandsfläche verlaufende Schwenkachse verdrehbar ist, so daß der Sturzwinkel des Rades - etwas allgemeiner ausgedrückt - dadurch verstellt wird, daß das Rad um eine von dem Radaufstandspunkt weit entfernte Schwenkachse verdreht wird;

(2) die beiden Kräfteerzeuger, d.h. die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung und die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung bezüglich des Fahrzeugrads und damit der Halterungseinrichtung für das Fahrzeugrad so angeordnet sind, daß der eine Kräfteerzeuger über den anderen Kräfteerzeuger auf das Fahrzeugrad wirkt, d.h. die beiden Kräfteerzeuger wirkungsmäßig hintereinandergeschaltet sind; und

(3) die beiden Kräfteerzeuger nur verschieblich, nämlich über Linearführungen miteinander und mit der Halterungseinrichtung verbunden sind.

**[0009]** Aufgabe der Erfindung ist es daher insbesondere, eine Einrichtung der eingangs genannten Art (Prüfstand) so auszubilden, daß damit eine Prüfung bei Verwendung der unterschiedlichsten Fahrzeugreifen, insbesondere bei Verwendung von relativ breiten Fahrzeugreifen und Nutzfahrzeug-Zwillingerrädern mit Reifen, weitestgehend den tatsächlichen Verhältnissen, d.h. betriebsähnlichen Belastungsbedingungen entspricht und damit die obigen Probleme überwunden werden.

**[0010]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß bei einer Einrichtung der eingangs genannten Art die Halterungseinrichtung außerdem derart verschieblich gelagert ist, daß das Fahrzeugrad zur selbsttätigen Sturzverstellung um den Radaufstandspunkt verschwenkbar ist.

**[0011]** Diese Ausbildung der erfindungsgemäßen Prüfeinrichtung hat, wie umfangreiche Untersuchungen, Messungen und Prüfungen gezeigt haben, die im Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF in Darmstadt im Rahmen der Erfindung durchgeführt wurden, erhebliche Zeit-, Arbeits- und Kosteneinsparungen bei der Prüfung von Fahrzeugrädern, Reifen, Radnaben, Radlagern und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen zur Folge, wie weiter unten näher dargelegt ist (siehe insbesondere die Figuren 5 und 6 und die zugehörige Beschreibung).

**[0012]** Nach den langjährigen Erfahrungen bei der Anmelderin ist es bei einer Prüfvorrichtung der Art, wie sie in der DE 33 41 721 C2 beschrieben und dargestellt ist, trotz der dortigen "selbsttätigen" Sturzwinkeleinstellung aufgrund der kinematischen Verhältnisse dieser automatischen Sturzeinstellung notwendig, umfangreiche Vorausmessungen an Fahrzeugen durchzuführen, um die Ansteuerdaten für die automatische oder die gezielte Einstellung des Sturzwinkels zu erhalten, damit man betriebsähnliche Belastungsbedingungen erzielt, um die langwierigen Prüfergebnisse zuverlässig in praxisgerechte Ergebnisse übertragen zu können.

**[0013]** Im Gegensatz hierzu ist es mit der erfindungsgemäßen Einrichtung aufgrund der darin vorliegenden anderen kinematischen Verhältnisse möglich, mit einem allgemein erarbeiteten, sogenannten "Basisbelastungsprogramm" auszukommen, ohne daß zusätzliche umfangreiche Messungen für die verschiedenen Räder und Reifengrößen durchgeführt werden müssen.

**[0014]** Eine bevorzugte Weiterbildung der erfindungsgemäßen Einrichtung zeichnet sich dadurch aus, daß sie mit einer Stellvorrichtung zur Voreinstellung des maximalen Sturzes des Fahrzeugrads versehen ist derart, daß der Sturz auf einen vorbestimmten, maximalen Sturzwinkel begrenzt ist, jedoch kleinere Sturzwinkel entsprechend dem Verhältnis der angewandten Axial- und Radialkraft selbsttätig einstellbar sind.

**[0015]** Eine bevorzugte Ausführungsform dieser Weiterbildung der Erfindung zeichnet sich dadurch aus, daß die Stellvorrichtung eine Begrenzungseinrichtung zur Beschränkung des maximalen Verschwenkwinkels der Halterungseinrichtung um eine zur Radachse senkrechte und zur Radaufstandsfläche parallele Verschwenkachse ist.

**[0016]** Besonders bevorzugt wird eine Ausbildung der erfindungsgemäßen Einrichtung derart, daß die Stellvorrichtung eine Einrichtung zum Verstellen des Moments ist, welches durch die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung bei deren unveränderter Krafteinstellung auf die verschwenkbar gelagerte Halterungseinrichtung ausgeübt wird.

**[0017]** Insbesondere kann die Stellvorrichtung eine Positionierungs- oder Arretierungsvorrichtung für ein Angriffselement der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung umfassen, über welches letztere an der Halterungseinrichtung zum Erzeugen eines Moments um die Verschwenkachse derselben angreift.

**[0018]** Eine solche Ausführungsform kann so ausgebildet sein, daß das Angriffselement ein Verschiebeelement ist, das auf einem Arm an der um die Verschwenkachse verdrehbaren Halterungseinrichtung verschiebbar ist, wobei bevorzugt die Positionierungs- oder Arretierungsvorrichtung ein die maximale wirksame Länge des Arms begrenzender verstellbarer Anschlag ist. Insbesondere kann der Arm senkrecht zur Radachse und/oder senkrecht zur Verschwenkachse verlaufen.

**[0019]** Weiterhin kann die Einrichtung nach der Erfindung eine die Bewegung der Halterungseinrichtung dämpfende Einrichtung (Dämpfungseinrichtung) aufweisen, wobei die Dämpfungseinrichtung insbesondere zwischen der Halterungseinrichtung und der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung und/oder zwischen der Halterungseinrichtung und der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung angeordnet ist, und wobei besonders bevorzugt die Dämpfungseinrichtung

tung zwischen dem oder einem Arm der Halterungseinrichtung und der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung angeordnet ist.

[0020] Zur Durchführung von Versuchsprogrammen, wie sie beispielsweise weiter unten beschrieben sind, kann die Stellvorrichtung gemäß einem vorgegebenen Programm verstellbar sein, wozu die Stellvorrichtung bevorzugt mechanisch, elektrisch oder hydraulisch verstellbar ist.

[0021] Die vorstehenden sowie weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung werden nachstehend anhand von bevorzugten Ausführungsformen unter Bezugnahme auf die Zeichnung erläutert; es zeigen:

Figur 1 eine, teilweise im Schnitt dargestellte, schematische Aufsichtsansicht einer Ausführungsform der Einrichtung nach der Erfindung;

Figur 2 eine Darstellung der wesentlichen Kräfte und des Sturzwinkels in der Einrichtung der Figur 1;

Figur 3 eine Kurvenschar, die den Sturzwinkel in Abhängigkeit von der Sturzvoreinstellung X, d.h. der Einstellung des maximalen Sturzwinkels bei Versuchen in der Einrichtung nach Figur 1 zeigt;

Figur 4 zwei Kurven, welche die Abhängigkeit des Sturzwinkels von der Seitenkraft für verschiedene Sturzvoreinstellungen X bei Versuchen in der Einrichtung nach Figur 1 zeigen; und

Figur 5 und 6 Beispiele von verschiedenen Belastungsprogrammen, die mit der Einrichtung nach Figur 1 verwirklicht wurden.

[0022] Es sei zunächst auf die Figur 1 Bezug genommen, die eine Ausführungsform einer Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern, Radnaben, Radlagern und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen zeigt, welche einschließlich zu prüfender Objekte folgendes aufweist:

[0023] Einen Reifen 1, der auf der Felge 2 eines aus letzterer und einer Radschüssel bestehenden Rades 3 montiert und mit Nennluftdruck oder erhöhtem Luftdruck aufgepumpt ist. Zur Befestigung des Fahrzeugrads 3 und zur Aufnahme der Fahrzeugradkräfte ist eine Radnabe 4 mit Radlager 5 vorgesehen. Bei der Radnabe kann es sich um eine überdimensionierte Versuchsnabe handeln, wenn zum Beispiel das Fahrzeugrad 3 bzw. der Reifen 1 geprüft werden soll oder es kann sich hierbei um eine Originalnabe mit der zugehörigen Original-Fahrzeuglagerung handeln, wenn die Radnabe und/oder die Fahrzeuglagerung geprüft werden soll. Die Übertragung der eingeleiteten quasistatischen Kräfte in das sich drehende Fahrzeugrad 1, 2 erfolgt mittels des Radlagers 5 und des Achszapfens 7. Bei der Prüfung des Fahrzeugrads 3 werden überdimensionierte Radlager 5 verwendet, während bei der Prüfung der Radnabe 4 und der Radlager 5 die Originalradlager sowie die Originalachsschenkel eingebaut werden.

[0024] Weiterhin weist die Einrichtung gemäß der Figur 1 einen Belastungsbügel 8 auf, der zusammen mit dem Achszapfen 7 eine Halterungseinrichtung 6 zum drehbaren Befestigen des Fahrzeugrads 3 bildet. Über diesen Belastungsbügel 8, den Achszapfen 7, die Radlager 5, die Radnabe 4 und die Radschrauben werden eine Vertikal- oder Radialkraft und eine Seiten- oder Axialkraft in die Radschüssel eingeleitet, und zwar so, daß die am Reifen 1 entstehenden Reaktionskräfte in einem definierten Radaufstandspunkt abgenommen werden. Zum Anwenden einer in der Radialrichtung des Fahrzeugrads 3 wirkenden konstanten oder unterschiedlich hohen Vertikal- oder Radialkraft  $F_v$  ist eine Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9, die vorliegend als servohydraulischer Zylinder ausgebildet ist, vorgesehen. Weiter ist zum Anwenden einer in der Axialrichtung des Fahrzeugrads 3 wirkenden konstanten oder unterschiedlich hohen Seiten- oder Axialkraft  $F_h$  eine Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung 10 vorhanden, die vorliegend ebenfalls als servohydraulischer Zylinder ausgebildet ist.

[0025] Da die Bezeichnungen "Vertikalkraft"  $F_v$  und "Radialkraft" ebenso wie die Bezeichnungen "Seitenkraft"  $F_h$  und "Axialkraft" Synonyme sind, wird nachstehend nur jeweils die eine oder andere der beiden Bezeichnungen verwendet.

[0026] Schließlich ist eine derart um das Fahrzeugrad 3 herum angeordnete Trommel 11, daß das Fahrzeugrad 3 über den darauf befindlichen Reifen 1 in Rolleingriff mit der inneren Umfangsoberfläche der Trommel bringbar ist, vorgesehen. Die Trommel 11 besteht beispielsweise aus einer Grundplatte, einem Trommelkörper und einem Deckel und weist zwei Anlauffringe 15 auf. In dieser Trommel 11, in der das Fahrzeugrad 3 abrollt, werden die Axialreaktionskraft und die Radialreaktionskraft im Radaufstandspunkt 3A bzw. in der Radaufstandsfläche im Reifen 1 abgenommen. Der Innendurchmesser des Trommelkörpers ist signifikant größer als der Reifendurchmesser.

[0027] Außerdem ist eine Einrichtung zum Drehen der Trommel 11 vorgesehen, welche eine Antriebswelle 12 zur Befestigung der Trommel 11, Lager 13 zur Lagerung der Antriebswelle 12 und zur Aufnahme der Radial- und Axialreaktionskräfte, einen nicht gezeigten Antriebsmotor zum Antrieb der Antriebswelle 12 über einen Keilriemenantrieb 14 und damit zum Antrieb der Trommel 11 und des Fahrzeugrads 3 sowie zum Abbremsen der Antriebswelle 12, der Trommel 11 und des Fahrzeugrads 3 umfaßt.

[0028] Es sei nun die Ankopplung der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 und der Seiten- oder Axialbe-

stungseinrichtung 10 an die Halterungseinrichtung 6 und in Verbindung damit die Funktionsweise der vorstehend beschriebenen Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern, Radnaben, Radlagern und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen näher erläutert (siehe auch Figur 2):

**[0029]** Die betriebsähnliche Prüfung von Fahrzeugrädern 3, Radnaben 4, Radschrauben und Radlagern 5 erfolgt unter Einleitung der im Betrieb auftretenden Radkräfte über den Reifen 1 in das sich drehende Fahrzeugrad 3. Bei den am Reifen 1 angreifenden Radkräften kann es sich um Radialkräfte  $F_v$ , positive Axialkräfte  $+F_h$ , negative Axialkräfte  $-F_h$  sowie Tangentialkräfte  $F_t$  (Antriebs- und Bremskräfte) sowie Kombinationen hiervon handeln.

**[0030]** Zunächst sei die Erzeugung von in der Radialrichtung des Fahrzeugrads 3 wirkenden Radialkräften beschrieben:

**[0031]** Auf das Fahrzeugrad wirkende Radialkräfte entstehen im Betrieb bei Geradeausfahrt eines Fahrzeuges, wobei diese Radialkräfte in unterschiedlicher Höhe je nach den Fahrbedingungen auftreten können, bei denen es sich beispielsweise um eine Fahrt auf Straßen unterschiedlicher Unebenheit, eine Fahrt über Schlaglöcher, Frostaufbrüche, Bahnübergänge usw. handeln kann, sowie bei Kurvenfahrt infolge der Gewichtsverlagerung. Die am Fahrzeugrad wirkenden Radialreaktionskräfte werden erzeugt, wenn an der Radialbelastungseinrichtung 9 eine Zugkraft als Radialkraft  $F_{vz}$  in den Belastungsbügel 8 eingeleitet wird und sich das Fahrzeugrad 3 gegenüber dem Reifen 1 an der sich drehenden Trommel 11 abstützt. Durch die Verformung, nämlich die Eindrückung, des Reifens 1 unter der Radialreaktionskraft entsteht ein Radaufstandspunkt, d.h. die Reaktionskraft wird über einen definierten Bereich über den Reifenumfang und der Reifenbreite eingeleitet, wobei in dem um  $180^\circ$  versetzten Radbereich ein Zwischenraum zwischen dem Reifen 1 und dem Trommelkörper auftreten kann oder absichtlich vorgesehen ist. Voraussetzung zur Erzeugung von rein radialen Reaktionskräften im Fahrzeugrad 3 ist die Einleitung der erwähnten Zugkraft mit Hilfe der Radialbelastungseinrichtung 9 in der Radmitte.

**[0032]** Hierzu ist die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 auf einer Basis 28, zum Beispiel einer Platte, montiert; und diese Basis 28 ist über eine Verschiebeführung 29 horizontal, d.h. parallel zur Innenauflfläche 18 der Trommel 11 frei verschiebbar bzw. frei gleitend verschiebbar, so daß die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 dem Fahrzeugrad bei seitlichen Verschiebungen in der Trommel 11 von selbst folgt und die Vertikal- oder Radialkraft  $F_{vz}$  stets im Radaufstandspunkt 3A eingeleitet bzw. abgenommen wird. Durch die verschiebbar vorgesehene Einleitung der Vertikal- oder Radialkraft in den Belastungsbügel 8 bzw. die Halterungseinrichtung 6 ist außerdem eine Anpassung für jede Reifenbreite möglich.

**[0033]** Vorliegend umfaßt die Verschiebeführung 29 an der Basis 28 befestigte Führungshülsen 30, die auf einer Führungsstange 31 oder mehreren parallelen Führungsstangen gleitend verschiebbar sind, welche ihrerseits über Halterungen 32 ortsfest, z.B. am Rahmen 33 der Prüfeinrichtung, angebracht ist bzw. sind. Das ist jedoch nur ein Ausführungsbeispiel, denn die Verschiebeführung 29 kann in der verschiedensten Art ausgeführt sein, um die obige Funktionsweise sicherzustellen.

**[0034]** Als nächstes sei die Erzeugung von in der Axialrichtung des Fahrzeugrads wirkenden Axialkräften erläutert:

**[0035]** Axialkräfte entstehen im Betrieb eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt mit zur Fahrzeugmitte gerichteter Kraftkomponente, also positiver Axialkraft  $+F_h$  am kurvenäußeren Rand und bei Geradeausfahrt über Fahrbahnebenenheiten, zum Beispiel Schlaglöcher, wodurch die Kraftrichtung sowohl zur Fahrzeugmitte, was einer positiven Axialkraft  $+F_h$  entspricht, als auch zur Fahrzeugaußenseite, was einer negativen Axialkraft  $-F_h$  entspricht, gerichtet sein kann. Im Fahrbetrieb können Axialkräfte nur in Verbindung mit Radialkräften als Lastkombinationen auftreten. In der vorliegenden Einrichtung werden die auf das Fahrzeugrad einwirkenden Axialkräfte als Reaktionskräfte mit Hilfe der Axialbelastungseinrichtung 10, die als servohydraulischer Zylinder ausgebildet ist, erzeugt.

**[0036]** Eine positive Axialreaktionskraft wird bei gegebener Radialreaktionskraft durch eine Zugkraft an der Axialbelastungseinrichtung als Reaktionskraft durch die Abstützung des Reifens 1 an der schrägen Fläche des Anlauffringes 15 hervorgerufen. Die Zugkraft an der Axialbelastungseinrichtung 10 wird in der Höhe der Innenauflfläche des Trommelkörpers im Radaufstandspunkt 3A eingeleitet, wobei die Axialreaktionskraft am Reifen 1 im Bereich der Radaufstandsfläche über einen begrenzten Bereich des Reifenumfanges des Reifens resultiert. Durch die Einleitung der Axialkraft in Höhe der Radaufstandspunkte sind betriebsgleiche Hebelarmverhältnisse gewährleistet. Eine negative Axialreaktionskraft wird bei gegebener Radialreaktionskraft durch eine Druckkraft an der Axialbelastungseinrichtung 10 erzeugt, wodurch die Axialreaktionskraft am Fahrzeugrad durch Ablauf des Reifens 1 am äußeren Anlauffring 15 entsteht.

**[0037]** Die Anlauffringe 15 sind im Trommelkörper verschiebbar angeordnet, so daß eine Anpassung an beliebige Reifenbreiten bzw. Fahrzeugradgrößen möglich ist, was aufgrund des begrenzten Zylinderwegs des die Axialbelastungseinrichtung 10 bildenden servohydraulischen Zylinders erforderlich ist.

**[0038]** Durch die Einleitung der Axialreaktionskräfte über die Anlauffringe 15 kann mit der vorliegenden Einrichtung durch den hierdurch bedingten Formschluß ein prinzipiell beliebiges Verhältnis zwischen Axial- und Radialreaktionskraft erreicht werden.

**[0039]** Die Steuerung der Radialbelastungseinrichtung 9 und der Axialbelastungseinrichtung 10 erfolgt unabhängig voneinander, so daß jede gewünschte Lastkombination, bestehend aus Radialkräften  $F_v$  und positiven Axialkräften  $+F_h$

sowie negativen Axialkräften  $-F_h$  eingestellt werden kann. Dadurch ist eine betriebsähnliche, regellose Simulation aller im Betrieb auftretenden Belastungsfälle möglich.

**[0040]** Wesentlich für das in der erfindungsgemäßen Einrichtung erfolgende Verschwenken des Fahrzeugrades um den Radaufstandspunkt 3A ist in Verbindung mit der erfindungsgemäß vorgesehenen freien oder selbsttätigen Verschiebbarkeit der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 und der Halterungseinrichtung 6 mit letzterer, wie oben beschrieben, die Verschwenkbarkeit der Halterungseinrichtung 6 bzw. des Belastungsbügels 8 um die Verschwenkachse 17, welche parallel zur Radaufstandsfläche und senkrecht zur Radachse 19 ist und über welche die Halterungseinrichtung 6 bzw. der Belastungsbügel 8 gelenkig mit der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 verbunden ist.

**[0041]** Denn die Verschwenkbarkeit des Fahrzeugrades 3 um den Radaufstandspunkt 3A bzw. die Radaufstandsfläche, d.h. um eine virtuelle Achse, die parallel zur Verschwenkachse 17 und senkrecht zu der durch die Verschiebevorrichtung 29 ermöglichten Verschiebungsrichtung ist, wird ermöglicht durch die freie Verschiebbarkeit der Halterungseinrichtung 6 bzw. des Belastungsbügels 8 längs der Verschiebeführung 29 und die gleichzeitige Verschwenkbarkeit der Halterungseinrichtung 6 bzw. des Belastungsbügels 8 um die Verschwenkachse 17. Denn wenn sich das Fahrzeugrad 3 um den Radaufstandspunkt 3A im Sinne einer Sturzwinkeländerung verschwenkt, erfolgt gleichzeitig

(a) ein Verschieben der Halterungseinrichtung 6 zusammen mit der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 längs der Verschiebeführung 29, und

(b) ein Verschwenken der Halterungseinrichtung 6 um die Verschwenkachse 17.

**[0042]** Dadurch, daß die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 zusammen mit der Halterungseinrichtung 6 frei verschiebbar ist, wird gewährleistet, daß die Vertikal- oder Radialkraft  $F_{vz}$  auch bei seitlicher Verschiebung bzw. Auswanderung des Fahrzeugrades 3 nach dem einen oder anderen der beiden Anlaufringe 15 zu immer im Radaufstandspunkt 3A angreift bzw. abgenommen wird.

**[0043]** Eine demgegenüber "verschlechterte" Ausführungsform der Erfindung, die zufriedenstellend arbeitet, wenn die Position des Radaufstandspunkts 3A in Axialrichtung der Trommel 11 festgehalten würde, besteht darin, daß die Halterungseinrichtung längs einer - nicht dargestellten - linearen Verschiebeführung, die um die Verschwenkachse 17 verdrehbar ist, frei verschieblich ist. Auf diese Weise könnte sich das Fahrzeugrad 3 ebenfalls um den Radaufstandspunkt 3A im Sinne einer Sturzverstellung verschwenken, während die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 ortsfest bleibt. Um dann den Radaufstandspunkt 3A parallel zur Achse der Trommel 11 verstellen zu können, müßte die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung 9 im Sinne der Verschiebelagerung 29 verstellbar sein.

**[0044]** Es sei nun der Aufbau der weiterhin vorgesehenen Stellvorrichtung 16 zur Voreinstellung des Sturzwinkels des Fahrzeugrades 3 derart, daß der Sturz auf einen vorbestimmten maximalen Sturzwinkel begrenzt ist, sich jedoch kleinere Sturzwinkel (Zwischengröße) entsprechend dem Verhältnis der angewandten Axial- und Radialkraft von selbst einstellen, beschrieben:

**[0045]** Generell ist vorliegend die Stellvorrichtung 16 eine Begrenzungseinrichtung zur Beschränkung des maximalen Sturzwinkels und damit des Verschwenkwinkels der Halterungseinrichtung 6 bzw. 7, 8 um die zur Radachse 19 senkrechte und zur Radaufstandsfläche 18 parallele Verschwenkachse 17 bzw. um den Radaufstandspunkt 3A. Die Stellvorrichtung 16 umfaßt eine Positionierungs- oder Arretierungsvorrichtung 21 für ein Angriffselement 20 der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung 10, über welches letztere an der Halterungseinrichtung 8, 7 zum Erzeugen eines Moments um die Verschwenkachse 17 derselben angreift.

**[0046]** Vorliegend ist das Angriffselement 20 ein Verschiebeelement, das auf einem Arm 22 an der um die Verschwenkachse 17 verdrehbaren Halterungseinrichtung 8, 7 verschiebbar ist, und die Positionierungs- oder Arretierungsvorrichtung 21 ist ein die maximale wirksame Länge des Arms 22 begrenzender verstellbarer Anschlag 23 für das Verschiebeelement 20, wobei der Anschlag 23 die Form eines Gewindebolzens 24 hat, der in einer am Arm 22 fest angebrachten Mutter 25 parallel zum Arm 22 verstellbar ist und durch eine Kontermutter 26 feststellbar ist.

**[0047]** Die Stellvorrichtung 16 kann aber auch als zum Beispiel hydraulisch oder elektrisch verstellbare Positionierungs- und Arretierungsvorrichtung, also als fernverstellbare Stellvorrichtung ausgebildet sein.

**[0048]** Vorliegend ist die Stellvorrichtung 16 eine Einrichtung zum Verstellen des Moments, welches durch die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung 10 bei deren unveränderter Krafteinstellung auf die verschwenkbar gelagerte Halterungseinrichtung 8, 7 ausgeübt wird, denn die Begrenzung des maximalen Sturzwinkels erfolgt durch eine Voreinstellung der Seitenkrafteinleitung zum Beispiel mechanisch, elektrisch oder hydraulisch.

**[0049]** Durch Erhöhung des Abstandes X wird ein geringeres Moment durch  $F_{hz}$  erzeugt und der Sturzwinkel  $\gamma$  reduziert. Bei allen Zwischengrößen von  $F_{hz}$  bzw.  $F_{vz}$  folgt analog ein reduzierter Sturzwinkel  $\gamma$  entsprechend einer Kennlinie, wie die Figuren 3 und 4, zeigen, worin X der in Figur 1 gezeigte Abstand (Sturzvoreinstellung), W die Reifenbreite und e die Einpreßtiefe des Rades sind.

**[0050]** Nach erfolgter Voreinstellung stellen sich alle Zwischengrößen des Sturzwinkels entsprechend der Höhe der

Kraft  $F_{vz}$ ,  $F_{hz}$  und der Kinematik automatisch ein. Dabei kann infolgedessen auf einen hydraulischen Zylinder zur Sturzeinstellung und die zugehörige komplizierte Steuerung desselben verzichtet werden.

[0051] Die optimale Kennlinie, die zu entsprechend zutreffenden Spannungen an den Komponenten Rad und Nabe führt, wird durch Messung mit Dehnungsmeßstreifen ermittelt. Daraus folgt, daß diskrete Stellungen bzw. Positionierungen für die Sturzvoreinstellungen ausreichen. Die Werte liegen üblicherweise zwischen 150 mm und 250 mm bei Untersuchungen für Pkw-Räder und bei 170 mm und 350 mm bei Nutzfahrzeug-Rädern.

[0052] Dies stellt eine **wesentliche Verbesserung** auch gegenüber Vorrichtungen mit der Erzeugung von zusätzlichen Steuergrößen des Sturzwinkels über hydraulische Zylinder dar. Diese müssen ständig in jeder Laststufe programmiert werden und folgen nicht der einfachen Kennlinie. Dabei sind aufwendige Fahrbetriebsmessungen im voraus erforderlich, um die zutreffenden Sturzsteuersignale ableiten zu können. Zudem verteuert ein hydraulischer Sturzeinstellzylinder die Versuchseinrichtung und die Versuchskosten erheblich.

[0053] Weiterhin ist zum Dämpfen der Bewegung der Halterungseinrichtung 8, 7 eine Dämpfungseinrichtung 27 zwischen dem Arm 22 der Halterungseinrichtung 8, 7 und der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung 10 angeordnet.

[0054] Die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung 10 und die Dämpfungseinrichtung 27 sind über Gelenke 34, 35, 36 und 37 mit dem Arm 22 verbunden.

[0055] Zur Ansteuerung des vorliegenden Radversuchsstandes unter Einbeziehung von Brems- und Antriebskräften dient ein 4-kanaliges Steuerprogramm, das maßgebende Lastfälle einschließlich Kurven- und Geradeausfahrt simuliert. Das Programm liegt als Basisprogramm für feste Parameter vor. Beispiele sind in den Figuren 5 und 6 gezeigt.

[0056] Für neue Komponenten muß dieses Programm für die jeweiligen Lastfälle Geradeausfahrt, Kurvenfahrt, Bremsen und Antrieb an die spezifischen Fahrzeugdaten angepaßt werden. Dies erfolgt nach dem in der nachstehenden Tabelle dargestellten Belastungsschema. In diesem Belastungsschema ist entsprechend den kartesischen Koordinaten die Radial- oder Vertikalkraft  $F_z$  mit  $F_z$ , die Seiten- oder Axialkraft  $F_y$  mit  $F_y$  und die Bremskraft mit  $F_{xB}$  bezeichnet. Die Steuerkanäle werden in den jeweiligen Belastungsabschnitten mit den Lastvielfachen in ihrer Intensität verändert. Die Lastvielfachen werden anhand der Fahrzeugdaten abgeleitet oder meßtechnisch ermittelt. Der Lastablauf selbst bleibt dabei gleich.

[0057] Mit der erfindungsgemäßen Einrichtung kann, zum Beispiel in der vorstehenden Art und Weise, bereits in der frühen Entwicklungsphase von Fahrzeugrädern und Fahrzeugradkomponenten der Betriebsfestigkeitsnachweis erbracht werden, ohne daß ein Fahrzeug vorliegt, mit dem Messungen durchgeführt werden müssen. Das Basis-Belastungsprogramm beinhaltet die wesentlichen Fahrabschnitte, die lediglich mit Hilfe der für das neue Fahrzeug rechnerisch abgeleiteten Belastungsdaten angepaßt werden. Bisherige Versuche erforderten erst ein Meßfahrzeug, das entsprechend ausgerüstet werden mußte, und die Durchführung aufwendiger Messungen. Damit standen die Belastungsdaten erst am Ende einer Entwicklungsphase zur Verfügung.

Tabelle

BELASTUNGSDATEN FÜR PROGRAMMANPASSUNG				
	I	II	III	IV
Belastungsabschnitt	Geradeausfahrt	Kurven fahrt	Bremsen	Antrieb
Kräfte	S	K	B	A
Senkrechte Kraft $F_z$	$n_{zs} \cdot F_{zstat}$	$n_{zk} \cdot F_{zstat}$	$n_{zB} \cdot F_{zstat}$	$n_{zA} \cdot F_{zstat}$
Seitenkraft $F_y$	$n_{ys} \cdot F_{zstat}$	$n_{yk} \cdot F_{zstat}$	$n_{yB} \cdot F_{zstat}$	$n_{yA} \cdot F_{zstat}$
Bremskraft $F_{xB}$	-	-	$n_{FxB} \cdot \pm F_B$	-
Antriebsmoment/Schaltmoment $M_{xB}$	-	-	-	$n_M = M_x$
<u>Lastvielfache</u> (Anpaßdaten für Fahrzeug) $n_z$ - für Vertikalkraft $n_y$ - für Seitenkraft $n_{FxB}$ - für Bremskraft $n_M$ - für Antriebs-/Schleppmoment bzw. Schaltmoment <u>Fahrzeugdaten</u> $F_{zstat}$ - statische Radlast $\pm F_B$ - Bremskraft (vorwärts/rückwärts) $\pm M_x$ - Antriebs-/Schaltmoment				

Patentansprüche

1. Einrichtung zur Prüfung von Fahrzeugrädern (3), Reifen (1), Radnaben (4), Radlagern (5) und Radschrauben unter betriebsähnlichen Belastungsbedingungen, umfassend

(a) eine Halterungseinrichtung (6) zum drehbaren Befestigen eines Fahrzeugsrads (3) und zum Verschwenken desselben in unterschiedliche Sturzwinkel;

(b) eine derart um das Fahrzeugrad (3) herum angeordnete Trommel (11), daß das Fahrzeugrad (2, 3) über einen darauf befindlichen Reifen (1) in Rolleingriff mit der inneren Umfangsoberfläche der Trommel (11) bringbar ist;

(c) eine Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung (9), die zum Aufbringen einer in der Vertikal- oder Radialrichtung des Fahrzeugsrads (2, 3) wirkenden Vertikal- oder Radialkraft auf die Halterungseinrichtung (6) mit letzterer verbunden ist;

(d) eine Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) zum Aufbringen einer in der Seiten- oder Axialrichtung des Fahrzeugsrads (3) wirkenden Seiten- oder Axialkraft, wobei die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) zum Aufbringen der Seiten- oder Axialkraft auf die Halterungseinrichtung (6) mit letzterer verbunden ist;

(e) wenigstens einen auf der inneren Umfangsoberfläche der Trommel (11) angeordneten Ring, der als Anlauf-ring (15) benachbart dem Reifen (1) und der Flanke des Fahrzeugsrads (3) angeordnet und auf der dem Reifen (1) zugewandten Seite abgeschrägt ist; und

(f) eine Einrichtung (12 bis 14) zum Drehen der Trommel (11);

(g) wobei die Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung (9) und die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) je für sich gelenkig mit der Halterungseinrichtung (6) verbunden sind; dadurch **gekennzeichnet**, daß die Halterungseinrichtung (6) außerdem derart verschieblich gelagert ist, daß das Fahrzeugrad (3) zur selbsttätigen Sturzverstellung um den Radaufstandspunkt verschwenkbar ist.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Halterungseinrichtung (6) zusammen mit der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung (9) parallel zur inneren Umfangsoberfläche (18) der Trommel (11) verschieblich gelagert ist.

3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet** durch eine Stellvorrichtung (16) zur Voreinstellung des maximalen Sturzes ( $\gamma$ ) des Fahrzeugrads (3) derart, daß der Sturz auf einen vorbestimmten, maximalen Sturzwinkel begrenzt ist, jedoch kleinere Sturzwinkel entsprechend dem Verhältnis der angewandten Axial- und Radialkraft selbsttätig einstellbar sind.

4. Einrichtung nach Anspruch 3, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Stellvorrichtung (16) eine Begrenzungseinrichtung zur Beschränkung des maximalen Verschwenkwinkels der Halterungseinrichtung (6) um eine zur Radachse (19) senkrechte und zur Radaufstandsfläche (18) parallele Verschwenkachse (17) ist.

5. Einrichtung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Stellvorrichtung (16) eine Einrichtung zum Verstellen des Moments ist, welches durch die Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) bei deren unveränderter Krafteinstellung auf die verschwenkbar gelagerte Halterungseinrichtung (6) ausgeübt wird.

6. Einrichtung nach Anspruch 3, 4 oder 5, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Stellvorrichtung (16) eine Positionierungs- oder Arretierungsvorrichtung (21) für ein Angriffselement (20) der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) umfaßt, über welches letztere (10) an der Halterungseinrichtung (6) zum Erzeugen eines Moments um die Verschwenkachse (17) derselben angreift.

7. Einrichtung nach Anspruch 6, dadurch **gekennzeichnet**, daß das Angriffselement (20) ein Verschiebeelement ist, das auf einem Arm (22) an der um die Verschwenkachse (17) verdrehbaren Halterungseinrichtung (7, 8) verschiebbar oder in sonstiger Weise verlagerbar ist.

8. Einrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Positionierungs- oder Arretierungsvorrich-



tung (21) ein die maximale wirksame Länge des Arms (22) begrenzender verstellbarer Anschlag (23) ist.

9. Einrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Arm (22) senkrecht zur Radachse (19) verläuft.

10. Einrichtung nach Anspruch 7, 8 oder 9, dadurch **gekennzeichnet**, daß der Arm (22) senkrecht zur Verschwenkachse (17) verläuft.

11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **gekennzeichnet** durch eine die Bewegung der Halterungseinrichtung (7, 8) dämpfende Einrichtung (27) (Dämpfungseinrichtung).

12. Einrichtung nach Anspruch 11, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Dämpfungseinrichtung (27) zwischen der Halterungseinrichtung (6) und der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) und/oder zwischen der Halterungseinrichtung (6) und der Vertikal- oder Radialbelastungseinrichtung (9) angeordnet ist.

13. Einrichtung nach Anspruch 11 oder 12, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Dämpfungseinrichtung (27) zwischen dem oder einem Arm (22) der Halterungseinrichtung (6) und der Seiten- oder Axialbelastungseinrichtung (10) angeordnet ist.

14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 13, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Stellvorrichtung (16) mechanisch, elektrisch oder hydraulisch verstellbar ist.

15. Einrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 14, dadurch **gekennzeichnet**, daß die Stellvorrichtung (16) gemäß einem vorgegebenen Programm verstellbar ist.

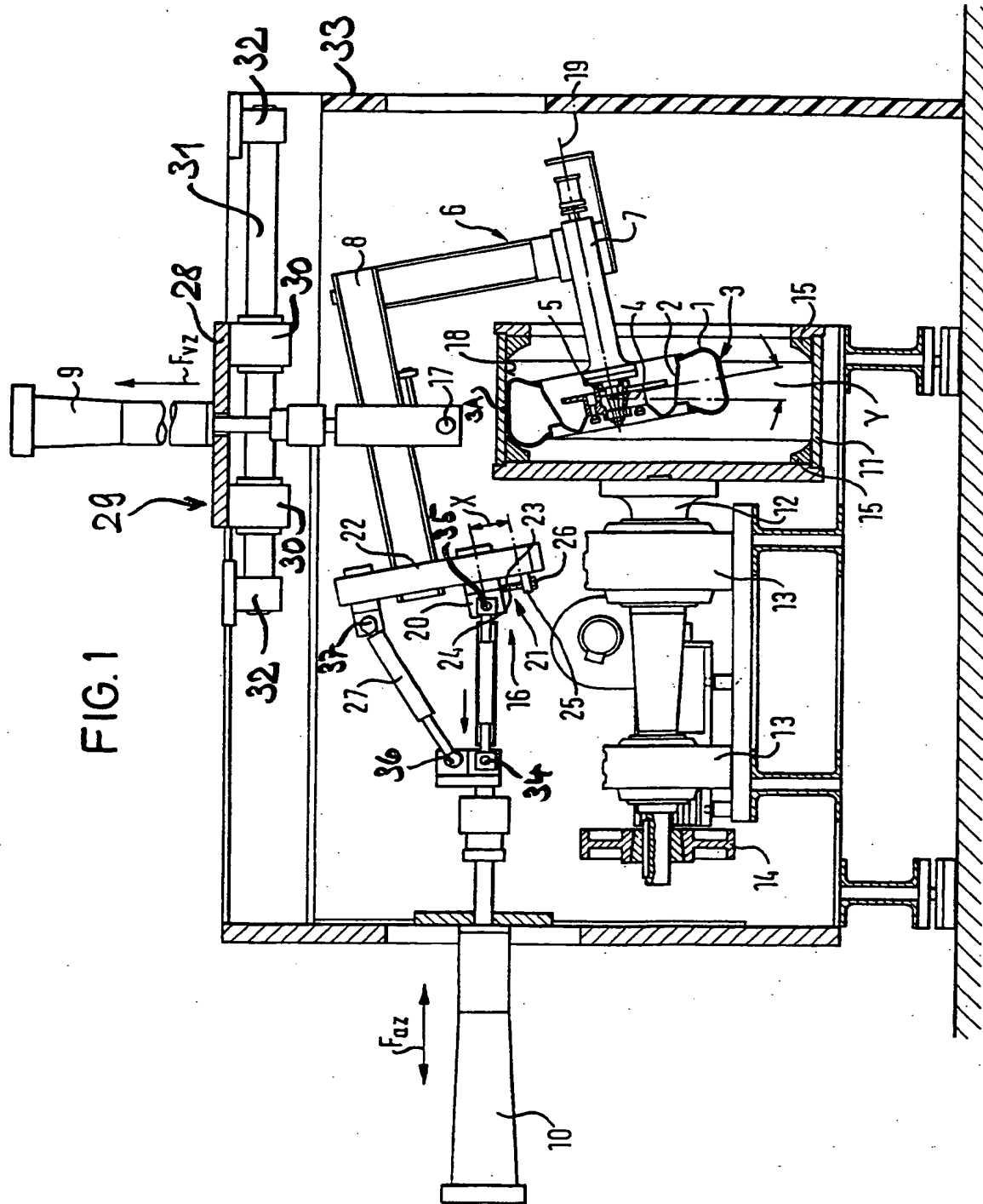
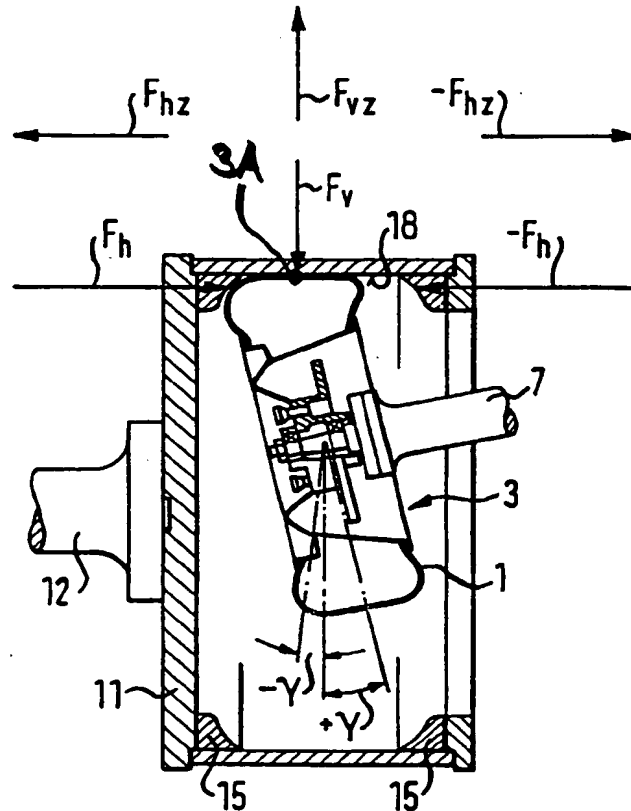


FIG. 2



$F_v, F_h$  : Radkräfte

$F_{vz}, F_{hz}$  : Zylinderkräfte

$\gamma$  : Sturzwinkel

Maximalwerte im Programm

Europazyklus:  $+\gamma_{\max} = 15^\circ$

$-\gamma_{\max} = 15^\circ$

FIG. 3

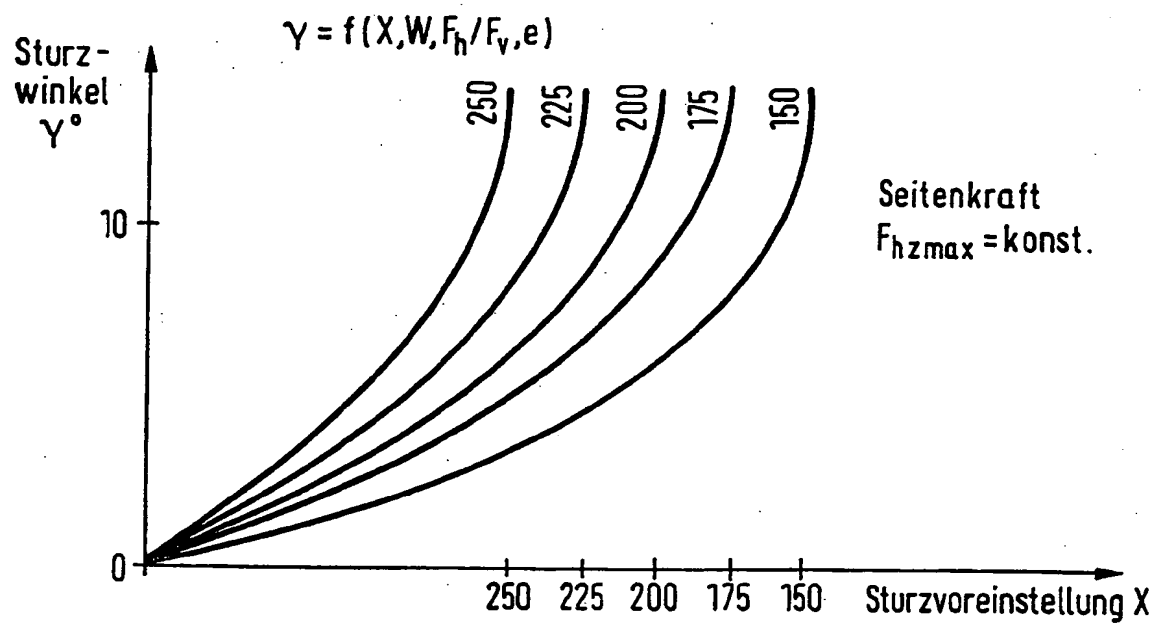


FIG. 4

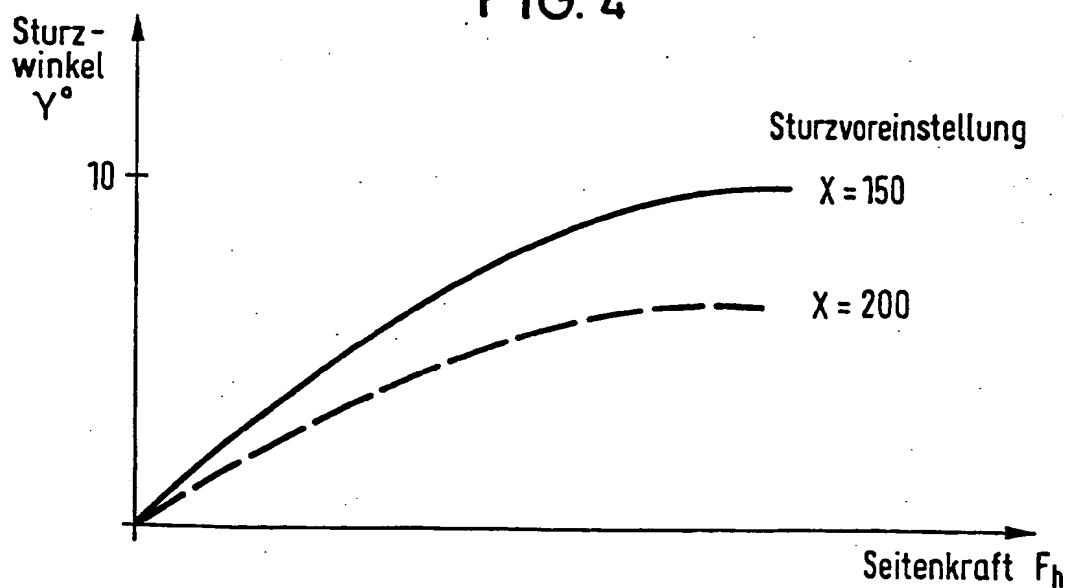
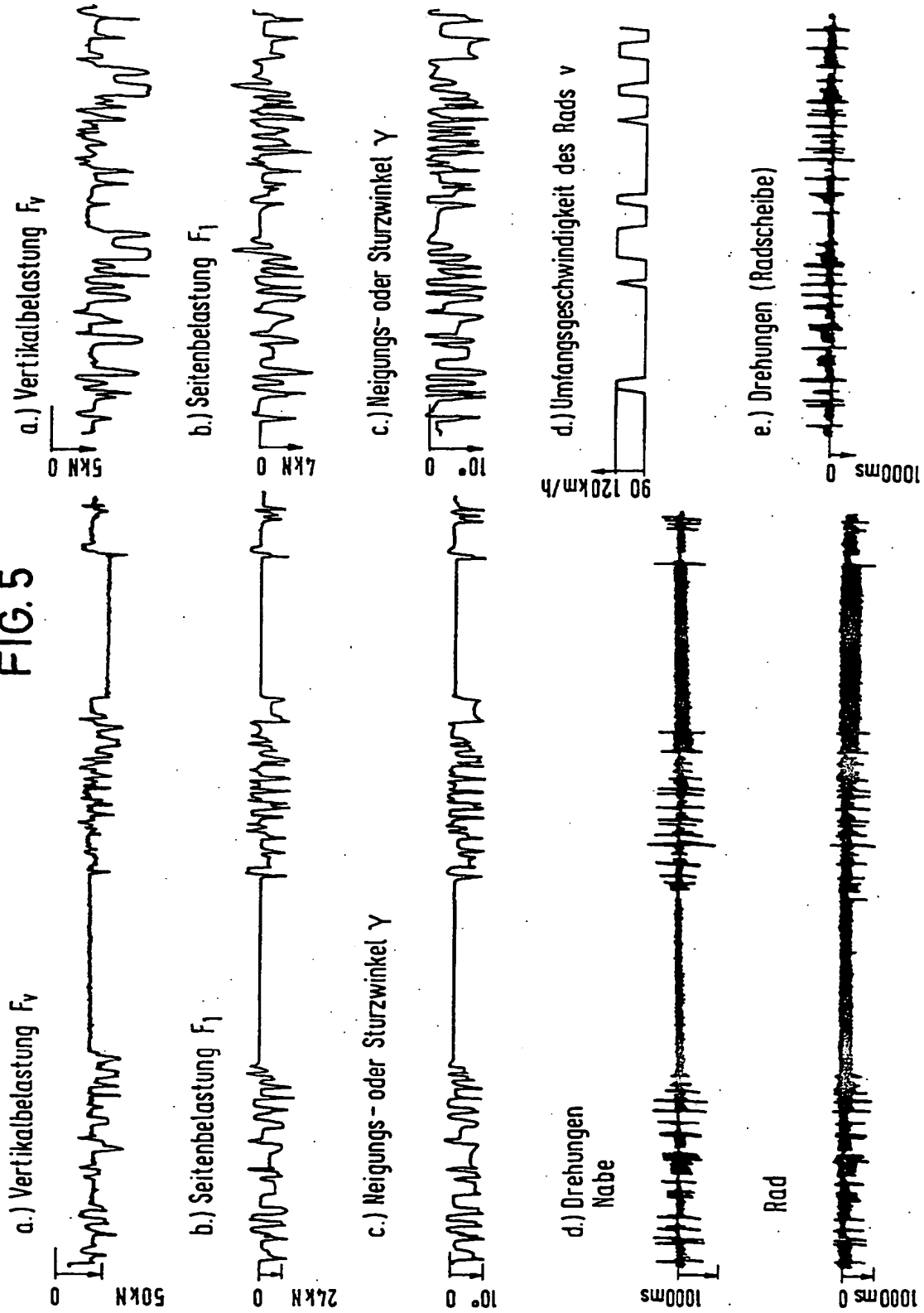
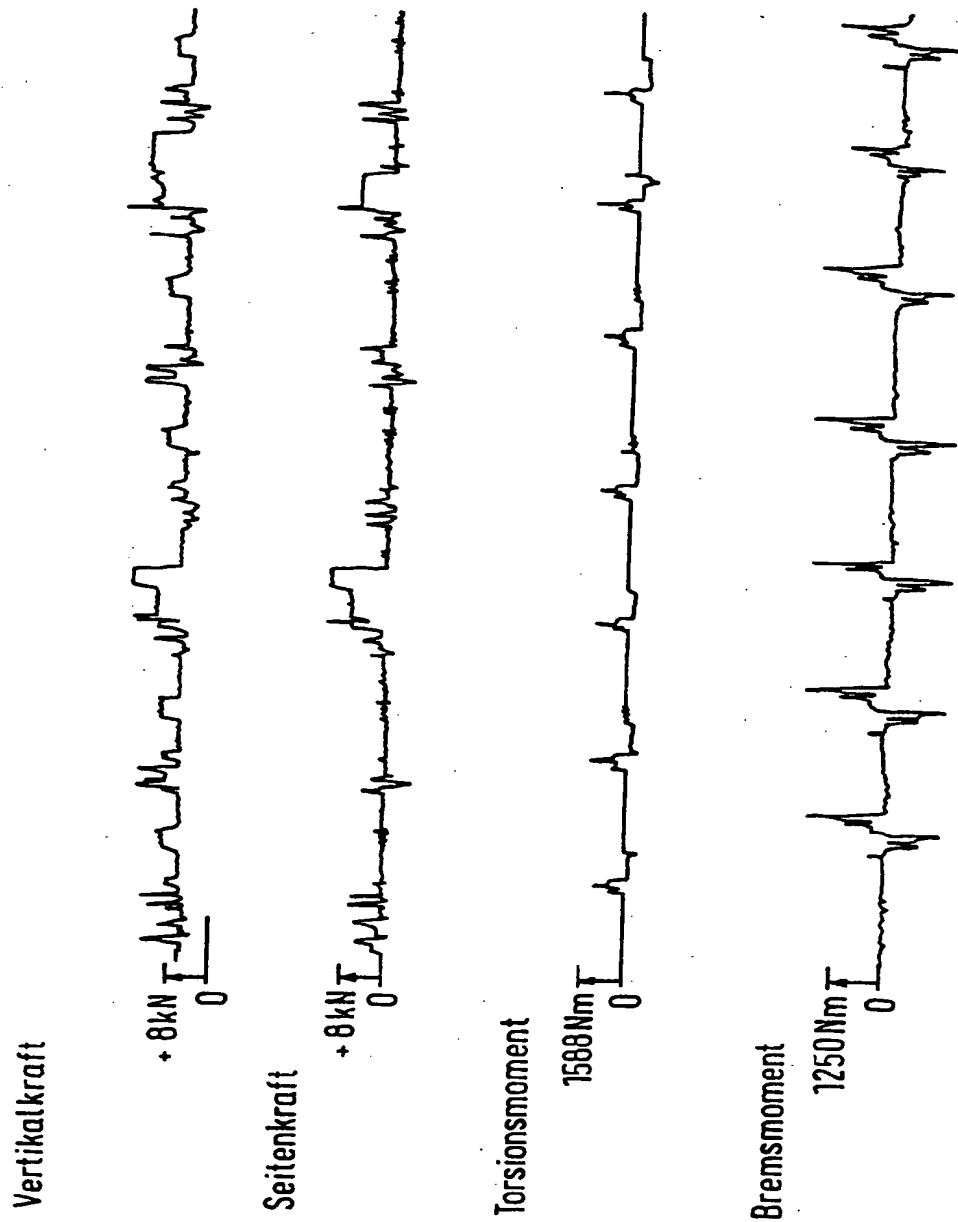


FIG. 5



## FIG. 6

BELASTUNGSPROGRAMM EUROPAZYKLUS FÜR ANGETRIEBENE RÄDER UND NABEN  
(1 RUND-EUROPAZYKLUS = 30 km)





Europäisches  
Patentamt

# EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 98 12 4465

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
X	EP 0 507 058 A (FRAUNHOFER GES FORSCHUNG) 7. Oktober 1992 * Zusammenfassung; Ansprüche 19,20; Abbildung 3 * * Spalte 5, Zeile 15 - Spalte 6, Zeile 18 * * Spalte 7, Zeile 10 - Spalte 7, Zeile 51 *	1-15	G01M17/02
X	ASCHMONEIT E -K: "LABORFAHRTEN ALS BELASTUNGSTEST VON AUTORADSYSTEMEN" TECHNISCHE RUNDSCHAU TRANSFER, Bd. 80, Nr. 45, 4. November 1988, Seite 46/47, 49 XP000021167 * Abbildungen 2-4 * * Seite 46, rechte Spalte, Absatz 2 - Seite 49, linke Spalte, Absatz 1 *	1-15	
A	EP 0 302 488 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 8. Februar 1989 * Zusammenfassung; Abbildung 1 * * Spalte 2, Zeile 28 - Spalte 3, Zeile 26 *	1-15	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.6)
A	EP 0 554 779 A (FRAUNHOFER GES FORSCHUNG) 11. August 1993 * Zusammenfassung; Abbildung 3 * * Seite 4, Zeile 42 - Seite 7, Zeile 49 *	1	G01M
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort <b>MÜNCHEN</b>		Abschlußdatum der Recherche <b>8. April 1999</b>	Prüfer <b>Helm, B</b>
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.82 (P04/C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT  
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 98 12 4465

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am  
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

08-04-1999

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0507058     A	07-10-1992	DE    4111057 C	30-04-1992
		AT    126350 T	15-08-1995
		DE    59203160 D	14-09-1995
EP 0302488     A	08-02-1989	DE    3726335 A	16-02-1989
		DE    3865146 A	31-10-1991
EP 0554779     A	11-08-1993	DE    4203262 A	12-08-1993
		DE    59304226 D	28-11-1996
		US    5487301 A	30-01-1996

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82



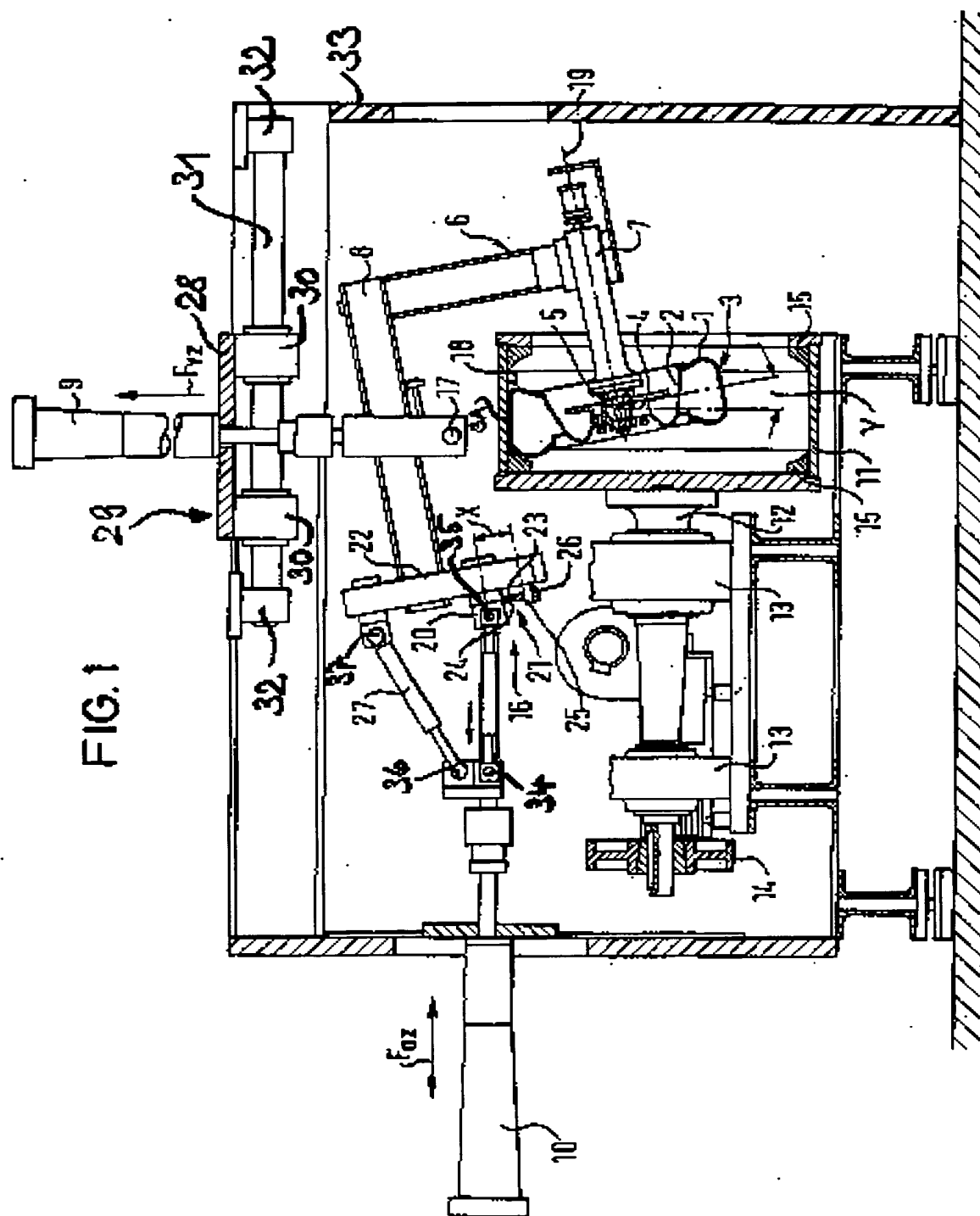
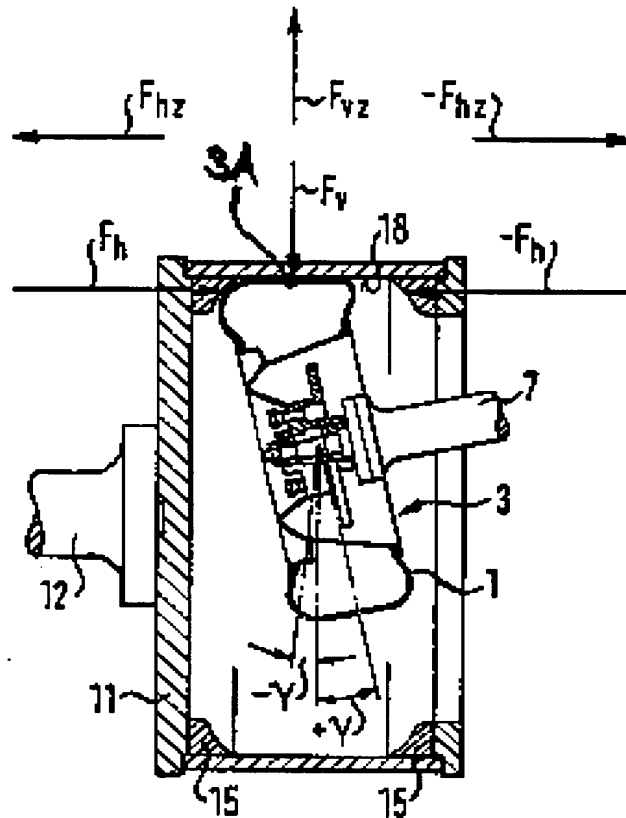


FIG. 2



$F_v, F_h$  : Radkräfte

$F_{vz}, F_{hz}$  : Zylinderkräfte

$\gamma$  : Sturzwinkel

Maximalwerte im Programm

Europazyklus:  $+ \gamma_{\max} = 15^\circ$

$- \gamma_{\max} = 15^\circ$

FIG. 3

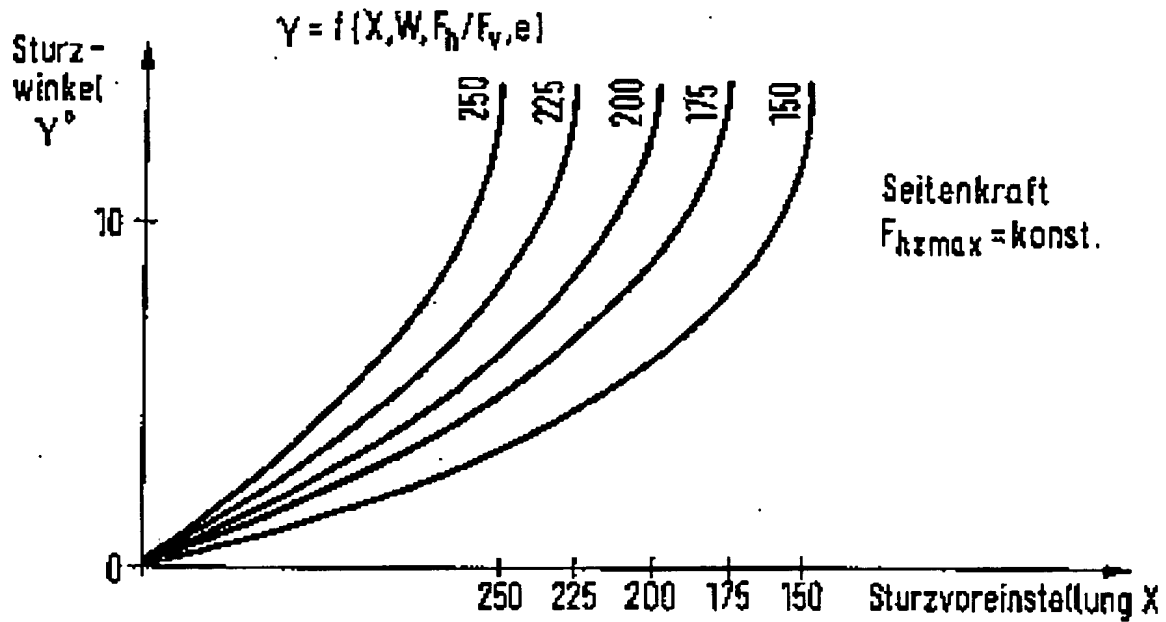


FIG. 4

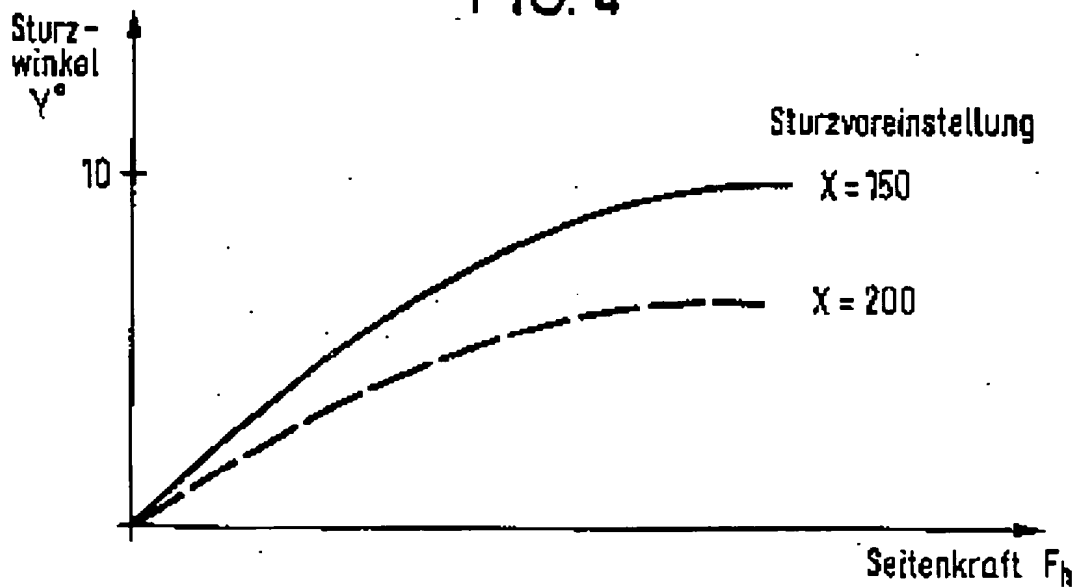


FIG. 5

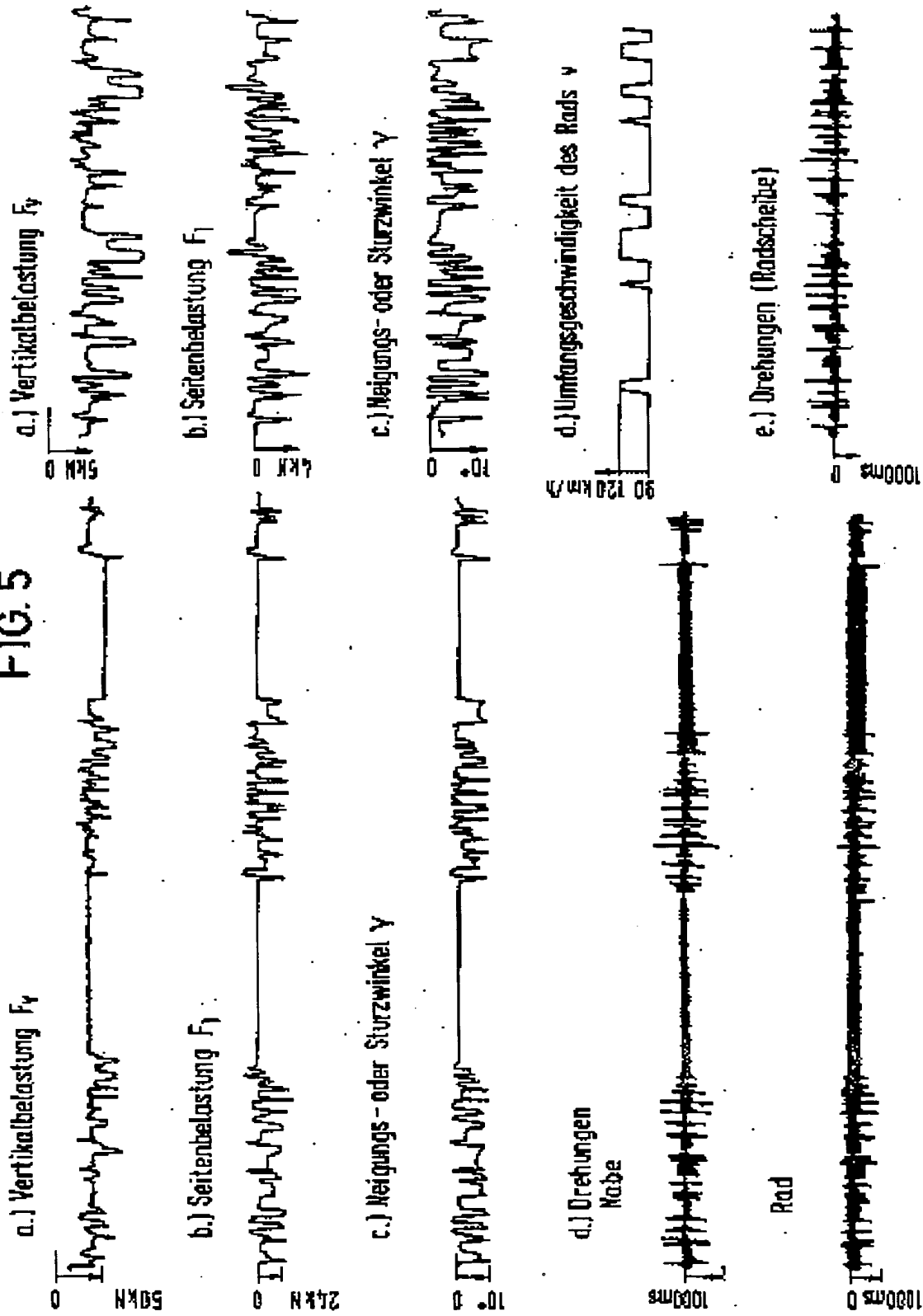
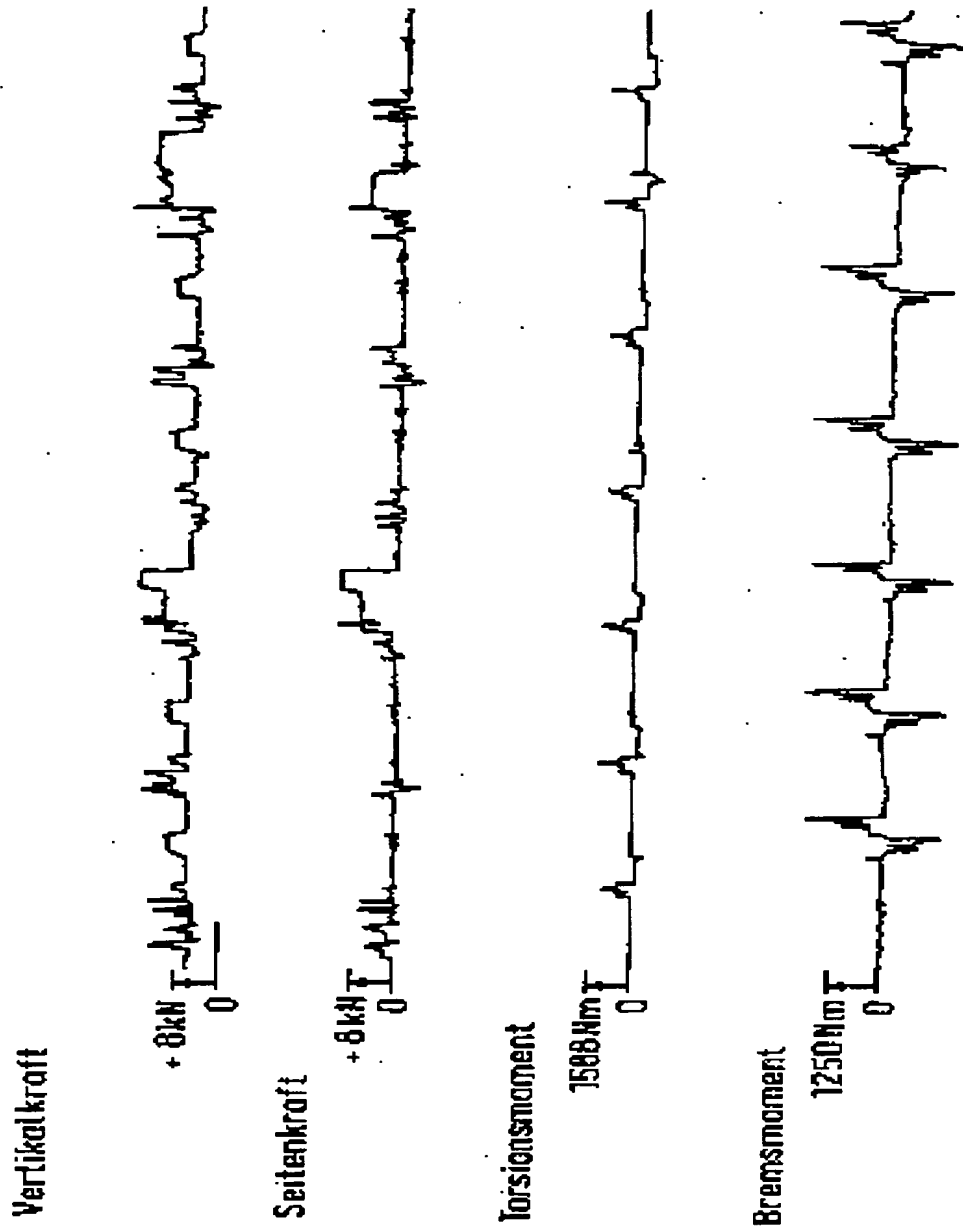


FIG. 6

BELASTUNGSPROGRAMM EUROPAZYKLUS FÜR ANGETRIEBENE RÄDER UND NABEN  
(1 RUND-EUROPAZYKLUS = 30 km)



THIS PAGE BLANK (USPTO)